

⑫ 特 許 公 報 (B 2) 昭59-47129

⑬ Int.Cl.³

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公告 昭和59年(1984)11月16日

F 02 B 37/02
F 01 N 7/10

6657-3G
6620-3G

発明の数 1

(全14頁)

1

2

⑮ 内燃機関の排気マニホルド

⑯ 特 願 昭53-6621

⑰ 出 願 昭53(1978) 1月24日

⑱ 公 開 昭53-95423

⑲ 昭53(1978) 8月21日

優先権主張 ⑳ 1977年1月24日㉑ フランス(F
R)㉒ 7701937

㉓ 発 明 者 ルミ・キュルテイル

フランス国 95600 オーボンヌ・リ

ユー・ダングイアン 108

㉔ 出 願 人 ソシエテ・デチユード・ド・マシ

ヌ・テルミーク・エス・ウー・

エム・ティー

フランス国 93202 サン・ドニ・ケ

・ド・セーヌ 2

㉕ 代 理 人 弁理士 湯浅 恭三 外 2 名

㉖ 参考文献

特 公 昭32-8001 (JP, B1)

特 公 昭32-8002 (JP, B1)

米国特許 3380246 (US, A)

内燃機関 Vol.8 No.85 1969年6月号 第

75-84頁 (株) 山海堂発行

㉗ 特許請求の範囲

1 排気ガスタービン駆動過給器つき内燃エンジンのシリンダ列の各シリンダにそれぞれ連結管によつて連結される排気マニホルドであつて、その断面積が全長に亘つては同一であり、排気ガスタービンから遠い側の端部が閉じられており、その内径とエンジンのシリンダ孔の直径との比が0.3~0.75であり、前記各連結管が短ノズル形式のものであつて排気マニホルド内に高速のガス流を生ぜしめるエゼクタノズルを構成することを特徴とする、内燃エンジンの排気マニホルド。

2 前記エゼクタノズルの出口すなわちマニホルド側の断面積と入口すなわちシリンダ側の断面積

との比が0.3~0.8望ましくは0.4~0.5であることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の排気マニホルド。

3 前記連結管によつて直接に各シリンダのヘッドに支持されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項又は第2項記載の排気マニホルド。

4 多数の互いに連結された部分から構成され、各部分がそれぞれ前記連結管と一体に形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第3項記載のマニホルド。

5 前記各部分が主ダクト部とその外部に同軸的に取付けられた円筒形部材とを含み、主ダクト部の上流側に連結フランジが設けられ下流側は自由端となつており、円筒形部材の上流側は主ダクト部に連結され下流側は連結フランジによつて隣接する主ダクト部の連結フランジに連結され、該円筒形部材に実質上直角に開く管状部材がシリンダヘッドに連結する連結フランジの具え、主ダクト部の自由端の区域において前記円筒形部材はその内部にガス流を制限するノズルを前記自由端との間に限定する環状部が設けられていることを特徴とする特許請求の範囲第4項記載の排気マニホルド。

6 前記環状部が交換可能に、望ましくはそのねじによりねじこみによつて円筒形部材に固定された部材を含むことを特徴とする特許請求の範囲第5項記載の排気マニホルド。

7 デイフューズを介して排気ガスタービン過給器に連結されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項ないし第6項のいずれか1項記載の排気マニホルド。

8 排気ガスタービン過給器のタービンの入口に接続管を介してマニホルドが連結され、該接続管の断面積は一定又は流れ方向に次第に減少していることを特徴とする特許請求の範囲第1項ないし第7項のいずれか1項記載の排気マニホルド。

9 接続管の断面積が直線的に減少していること

を特徴とする特許請求の範囲第8項記載の排気マニホルド。

10 前記接続管がその断面積が0まで次第に減少するらせん形をなし、その入口部は排気マニホルドの直径と実質上同一であり、その出口部は半円形をなしてタービン入口に連結されていることを特徴とする特許請求の範囲第8項又は第9項記載の排気マニホルド。

11 2つの排気マニホルドが1つのタービン過給器に連結され、前記らせん形が互に組合されて円形をなす2つの半部から構成され、それぞれの半部の入口がそれぞれの排気マニホルドに連結されていることを特徴とする特許請求の範囲第10項記載の排気マニホルド。

12 規則正しく点火が両シリンダ列について行われる場合に前記各半部が互に隔離されていることを特徴とする特許請求の範囲第11項記載の排気マニホルド。

13 点火が両シリンダ列について規則正しく行われない場合に前記両半部が互に連通していることを特徴とする特許請求の範囲第11項記載の排気マニホルド。

14 前記接続管が実質上円錐台形をなす外側ケーシングと円錐形の内側部材とから形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第8項または第9項記載の排気マニホルド。

15 前記ケーシングと内側部材との間に排気ガスを所望の方向にタービンに指向せしめるベーンが設けられていることを特徴とする特許請求の範囲第14項記載の排気マニホルド。

発明の詳細な説明

本発明は内燃エンジンの排気マニホルドを通るガス流を改善する技術に関し、特に、内燃エンジン例えば過給型内燃エンジンの各シリンダ列に望ましくは4〜10個のシリンダを有する形式のエンジンの各排気マニホルド内の圧力変動を減衰する技術に関する。

排気ガスターボ過給器形式の過給装置を具えた内燃エンジンの排気方式としてつぎの3種のものがある。

- a) 圧力波排気方式、
 - b) 実質上一定圧力の排気方式、
 - c) パルスコンバータ排気方式、
- 圧力波排気方式の場合、エンジンの同一列のシ

リンダについて数個の排気マニホルドが設けられ、数個の入口がタービンのために設けられる。この方式の過給装置ではシリンダからタービンへのガスの移送中のエネルギー損失が最小であり、シリンダ掃気が良好であるが、このことはすべての負荷状態において重要であり、特に低負荷状態では特に重要である。しかしタービンに到達するエネルギーは連続的でなく、ガスの供給状態が連続的でないことによつてタービン効率は制限されたものとなる。

一定圧力方式の排気装置の場合には少くとも一つのシリンダ列について排気マニホルドには単一の排気導管が設けられて、排気ガスのエネルギーがタービンにおいて最良の効率で利用される如くする。しかしガス移送時におけるエネルギー損失が大であり、掃気の程度が良好でなく、特に部分的負荷状態において良好な運転状態を与えることが困難である。

パルスコンバータ方式の排気装置の場合、エンジンには数個のマニホルドが設けられ、これらがエゼクタを介して混合管に開いており、該混合管がディフューザを経てタービン入口に連結される。この方式はタービンに対するガス供給が良好でありシリンダの掃気を著しく阻害することがない。すなわちこの方式は前述2つの中間的なものである。この場合には圧力波排気方式の場合と同様に反射波の問題が生ずるもので、各マニホルドの端部(タービン側)に配置される各エゼクタ部分においてそれぞれのマニホルドを互に隔離する如く通路面積を縮小せしめているので反射波が生じて、特に最も遠いシリンダからの排気が妨げられる。特に低負荷の場合及び加速の場合には一定圧力方式以上の利得を与えることができない。更に、中間に挿入されたディフューザは排気装置の装着のためスペースに関して問題となる場合がある。

過給器つきエンジンの実質上一定圧力の排気マニホルドを通るガスの流れを改善するため、少くとも一つのシリンダ列について共通の一つのマニホルドに各シリンダヘッドを連結する連結管の接続部にエゼクタ作用を与えるという提案がなされた。各連結管はマニホルドを通るガスの軸方向速度と連結管を通るガスの軸方向速度とが米国特許

第3380246号明細書に示す如くその連結点において実質上同一である如くなされる。

流路内における損失を最小とし連結管内における流れの分離を防止するためのこの公知の解決法においては各連結管の断面積がガス流の方向において連続的に減少せしめられる。

しかし連結管の断面積を連続的に減少せしめる結果として連結管の長さが増大する。

特に大型のエンジンの場合、各シリンダ列について各1個のマニホルドを設けることによつて、多数のマニホルドを設ける場合に比して装置容積を減少せしめることはできるが支持装置について問題が生じ、膨張ベローズ等によつて互に連結される各部分間の整合を与えることが、特に熱応力による軸方向歪を生じたときに困難である。

排気ガスタービン駆動過給器つき内燃エンジンの排気マニホルドの他の一例が特公昭32-8001号公報に示されている。この場合排気マニホルドはそれぞれ連結管によつてエンジンの各シリンダに連結された排気マニホルド管を内部に有している。排気マニホルド管内の流れを定常化し脈動を最小とするため排気タービンから遠い端が開かれておりガスの一部が排気マニホルド管を取囲む大きい排気室内に流れるようになされている。この構成は排気マニホルドの容積が著しく大となり、特にV型、W型などのシリンダ配列の場合にシリンダ列の間に配置することができない。さらにこの場合各シリンダに連結されるマニホルド管部分は下流のシリンダのものが上流のシリンダのものよりも断面積が大となつており、従つて各マニホルド管部分を別個に製作する必要があり、著しく高価である。

本発明は上述従来技術の欠点を除去する排気マニホルドを提供することを目的とする。

本発明によれば、排気タービン駆動過給器つき内燃エンジンのシリンダ列の各シリンダにそれぞれ連結管によつて連結され、その断面積が全長に亘つてほぼ同一であり、排気ガスタービンから遠い側の端部が閉じられており、その内径とエンジンのシリンダ孔の直径との比が0.3~0.75であり、各連結管が短ノズル形式のものであつて該排気マニホルド内に高速のガス流を生ぜしめるエゼクタノズルを構成する、内燃エンジンの排気マニホルドが提供される。

本発明によればシリンダ掃気が良好であり、高いガス流速が達成され、反射波の問題も避けられる。排気マニホルドの内径とエンジンのシリンダ孔の直径との比が0.3より小であると排気マニホルド内の流速が過大となつてエネルギー損失が大となり、シリンダ掃気が不十分となり、0.75より大であると排気マニホルドの容積が過大となり、ガス流速が過小となり、複数のシリンダから時間的に間隔をおかれて排出される排気ガスによつて所望のガス流速をマニホルド内に維持することができなくなる。

連結管は短ノズル形式すなわち所定の入口断面積対出口断面積の比(収斂比)に対し空気力学的に最適の長さのものに比して短いノズルの形式のものであるから排気マニホルドをシリンダ列に近接配置することが可能となる。なお、出口側、すなわちマニホルド側の断面積と入口側すなわちシリンダ側の断面積との比は0.3~0.8(収斂比で3.3~1.25)望ましくは0.4~0.5(収斂比で2.5~2)とする。

望ましくは排気マニホルドは連結管によつて直接に各シリンダに支持されるものとする。

望ましくは本発明の排気マニホルドはそれぞれの連結管と一体に構成された各部分が互に連結されて成る形式のものとする。

本発明の排気マニホルドは排気ガスタービン過給器の入口にディフューザを介して連結されてもよいが、排気マニホルド出口で十分なガス流速を持つていたので一定断面積のまたは流れ方向に減少する断面積を持つ接続管を介して直接に連結されてもよい。

本発明によればエンジンの部分負荷運転状態においても良好な掃気状態が達成され、このことは一定圧力方式およびパルスコンバータ方式のものに比して著しく有利である。

要するに本発明による排気マニホルドはエネルギー損失が小である点でパルスコンバータ方式の利点を有し、構造が簡単で且つ単位構成方式となし得る点で一定圧力方式の利点を有し、しかも圧力波の反射という前者における欠点およびエネルギー損失が大であるという後者の欠点を持たないものである。

上述およびそれ以外の本発明の目的、効果等は例示のために示す添付図面を参照する以下の説明

によつて明かとなされる。

本発明による内燃エンジンは、排気ガスタービン型の過給装置を具え少くとも1つのシリンダ列と該シリンダ列について単一のマニホルド（排気マニホルド）を具えたものである。

第1～3図に示す本発明の第1の実施例において、マニホルド1は互に同等な複数個の部分（マニホルド部分）2から成つてゐるが、ターボ送風機3から最も離れた第1の部分（図示しない）は他の部分とは異つていて端部が閉じられている。最後のマニホルド部分2とターボ送風機3との間には望ましくはデフューザとなされる接続部4が設けられる。本発明によるマニホルドは従来のものと比して占有容積が小であるからデフューザの装着は容易である。各マニホルド部分2はそれぞれのシリンダについて1個が設けられ、軸方向に互に整合しており、互に接続箱5（通常形式の膨張ベローズでもよい）によつて結合される。

各マニホルド部分2は、一端（ターボ送風機3から遠い側として示す）にフランジ7を具えた主ダクト6を含む。

各マニホルド部分2は関連するシリンダのシリンダヘッド9に連結する管8を具えている。連結管8は主ダクト6の外側に同軸に且つフランジ7から遠い側に設けられた円筒形部分10として構成される。円筒形部分10の一方端（主ダクト6のフランジ7に近い側）は主ダクト6に連結されているが、他方端は主ダクト6に支持されずに主ダクト6の自由端を越えて延びている。円筒形部分10の軸線に直交する別の短い円筒形部分11が円筒形部分10に連結されて連通し、部分11はシリンダヘッド9に公知の方法で連結される。

隣接するマニホルド部分2を互に連結するため環状のエゼクタ部材12が設けられる。部材12は一端にフランジ13を具えており、フランジ13は接続箱5を介して隣接するマニホルド部分2のフランジ7と共動する。部材12の他端には円筒形支持部分14が設けられその周縁のねじによつて円筒形部分10と係合する。

エゼクタ部材12は主ダクト6の自由端に接触せずに取囲むように位置決めされる。これによつて環状の流路部分15がガス流の方向に形成される。円筒形部分10、11、エゼクタ部材12は本発明による連結管を構成し、これは短ノズル形

式のエゼクタノズルを限定する。なお主ダクト6の内径とエンジンのシリンダ直径との比は0.3～0.75であり、この値が0.3よりも小であればエンジン掃気が不良となり、0.75よりも大であれば主ダクト6が過大となり、高速ガス流状態が得られなくなる。

所望により部材12を異なる形状のものとすることもできる。例えば流路部分15の断面積を図示のものよりも大としてもよく、小としてもよい。更に、流路部分15を通るガスがマニホルドの軸線と所望の角度をなす如くエゼクタ部材12の形状を定めることもできる。なおこの角度は望ましくは 0° に近いものとする。

第4図には第2の実施例としてマニホルド部分2が示される。同一のマニホルド部分2に対して2つの連結管20が曲つたノズルの形状を持つて開いており、それぞれ長さが短く且つ著しい断面減少を伴つてゐる。この場合各連結管20は溶接によつてマニホルド部分2に固着され、ノズル部は主ダクト6内に入りこんでゐる。勿論各ノズルの曲率は各ノズルから出るガスのマニホルド内のガスに対する入射角が小であるように定められる。この場合、主ダクト6と連結管との連結部には混合されたガス流のための全断面部分（断面積減少が生じていない部分）が設けられていることが重要である。

第5～7図に示す第3の実施例においてマニホルド部分2には連結管30が設けられている。連結管30は第1図に示すものと略同様なノズルをなしているが、エゼクタ部材12は連結管30に一体的又は固着的に設けられている。連結管30は、ガス流の方向に主ダクト6をその断面積が減少する如く取囲む環状流部分33と、次第に断面積を減少する環状流を限定する部分31と、連結管30とマニホルドとの接続部に設けられた全断面面積部分32を含む。連結管30と主ダクト6との連結は溶接ではなく支持体34とねじ35とによるねじ結合によつて行われる。

第8図は本発明の第4の実施例として連結管40を具えたマニホルド部分2を示す断面図である。前述実施例との相違点は連結管とマニホルドとの間の流路部分が部分環状となつてゐる点である。

各実施例において連結管8、20、30、40はノズルの形状をなし、マニホルド側の断面積と

シリンダ側の断面積との比は0.3~0.8 望ましくは0.4~0.5となされる。

本発明による排気マニホルドは従来の一定圧力型排気マニホルドに比して著しく断面積が小であり、マニホルド内径とシリンダ直径との比は0.30~0.75となされる。

上述各実施例において連結管の長さは小であり、膨張ペローズ等の使用が省略され、連結管をエンジンのシリンダヘッドに直接に取付けることによつて関連するマニホルド部分を支持することができ、マニホルド内径が小であることにより著しい効果が得られることが判る。

第9~13図は排気マニホルドの別の態様を示す。

第9図は1つのシリンダ列に少くとも4個のシリンダを有するV型内燃エンジンの排気マニホルド70を示す。各マニホルド70はいくつかのマニホルド部分71, 72, 73, 74から成り、これらは互に整合してその端部が隣接するマニホルド部分と接続箱又は膨張ペローズの形式の接続部材によつて連結され、部材75とマニホルド部分の端部との間はクランプ76によつて連結される。

第1のマニホルド部分72はマニホルド70の閉鎖端を形成するもので、閉じた端部77と、接続部材75によつてつぎのマニホルド部分71に連結される反対側端部とを具えている。終りから2つ目のマニホルド部分73は両マニホルド70を互に連結するために第9図に示す如く曲げられており、最後のマニホルド部分74は両マニホルド70の出口として例えばタービン過給器に連結される。

各マニホルド部分71, 72, 73には対応するシリンダへの連結管78が一对に鑄造されている。

マニホルド70の各部分は前述本発明による特性を具えている。各連結管78はノズルの形状をなし、その出口(マニホルド側)と入口(シリンダ側)との断面積の比は0.3~0.8、望ましくは0.4~0.5となされる。各マニホルド70の内径とシリンダ直径との比は0.3~0.75である。マニホルド70における流路はマニホルドの全長について均質な流れを与えるようになされる。マニホルド70について、及び第10~13図に示す

他の形態について、主マニホルド部分の軸線と連結管の軸線とのなす角度は接続部において約30°程度である。

第10~13図に示すマニホルド部分について説明する。第10図においてマニホルド部分80はV型内燃エンジン用のものであり、短い実質的に真直な連結管81と一体的に構成されている。マニホルド部分80の縦軸線82と連結管81の縦軸線83とはマニホルドへの入口(マニホルドと連結管との接続部)において約30°の角度をなしている。マニホルド部分80の両端部には第1のフランジ84があつて、クランプ(図示しない)によつて隣接するマニホルド部分に連結される。第2の内側フランジ85も設けられている。図において細い線86, 87は連結管81によつてマニホルド部分80に形成される線を示している。

第11~13図は直列型エンジンのマニホルド部分として別の実施例を示している。マニホルド部分90は実質上円筒形で、対応するシリンダに取付けるためのフランジ92を有する連結管91を具えている。第11, 12図に示す如く連結管91は第10図の場合と異つて直線ではなく複合的に曲つた形状をしている。第13図は連結管91のマニホルド部分90への入口部を示している。マニホルド部分90の両端にはフランジ93が設けられてクランプにより隣接するマニホルド部分又は中間接続部材に連結される。

第14図はクランク軸回転角度に対する各部の圧力変化を示すグラフであり、上死点位置を0°としている。排気弁の開時点をOE、吸気弁の開時点をOA、排気弁の閉時点をFE、吸気弁の閉時点をFAとして示す。

シリンダ内の圧力変化を太い実線Aで、シリンダ出口における連結管内の圧力変化を細い実線Bで示す。吸気マニホルド内で測定した過給圧力は破線Cで、エゼクタ作用のない場合の連結管内の排気圧力は鎖線Dで示す。

第14図において(デフューザは使用していないものとする)排気弁の開いた(上死点前240°)後に排気段階が開始され、圧力波すなわち息づき現象が曲線Bに示す如く連結管内に現れる。圧力波の大きさは急激に増大し、圧力の最大値はピストンの下死点(-180°)に近い位置に生じている。この時点から圧力は上昇時よりもゆるやかな

11

傾斜をもつてシリンダ内圧力(曲線A)の低下に追従して低下する。圧力低下はシリンダ内からの満足な排出を与えるに十分に急速である。

その後曲線Bに示す圧力はいくらか振動するがこれはマニホルド内に存在し且つ他のシリンダからの影響による圧力波すなわち息づき現象によるものである。シリンダ内の圧力(曲線A)にも圧力波現象が生じているが、吸気弁の開いた後は過給圧力の影響を受け、吸気弁の閉じた後は高圧段階(図示しない)に達する。

吸気弁の開時点と排気弁の閉時点との間で連結管内圧力(曲線B)は過給圧力(曲線C)よりも十分に低く(点線によるハッチを附して示す)シリンダ内に良好な掃気を与える。

すなわち排気弁の開時点からピストンの下死点までの間において連結管を通る排気ガス通路内における排気ガスのポテンシャルエネルギーが最大となる如くなされているが、これは著しい断面積減少が連結管に与えられていることによる。この結果連結管内における初期背圧すなわちガス流に対抗する圧力が増大することになるが、これは排気弁を通るガス流におけるエネルギー損失を減少し且つ排気弁の温度を低下させるので著しく有利である。運動エネルギーの一部が熱に変換することを防止することも可能となる。

排気弁の開時点とピストンの下死点との間においてシリンダから連結管への通路中における排気ガスのエネルギーが最大となる如くすることはサイクル中の最も望ましい時期であり、その後の段階におけるシリンダ内からの排気状態が改善される。

連結管のノズルによるエゼクタ作用により、連結管からマニホルドへのガスの移送は圧力エネルギーが速度エネルギーに変換されることによつて促進される。この場合圧力エネルギーはピストンの仕事によつて与えられるものでなく、息づき作用によつて生じたものである。

連結管の流路面積をマニホルドに向つて均齊に減少させることにより高い流速が維持される。この速度は望ましくはターボ送風機の入口に配置されるデフューザによつて圧力エネルギーに変換される。この配置はマニホルド内における静圧の減少を与えるものでシリンダからの排気をさらに十分に行うことを可能とし、各シリンダについて均等な作用を与えることができる。

12

第14図において、連結管がエゼクタ作用を有していない場合にはマニホルド内には強い圧力波例えば D_1 , D_2 等が他のシリンダの影響によつて生ずることになり、エンジンの運転に著しい障害となる。

第15図は第14図と同様なグラフであるが、圧力波方式の排気マニホルドの例を示す。この場合吸気弁の開時点と排気弁の閉時点との間で過給圧力(曲線C)は連結管圧力(曲線B)よりも著しく高いから十分な掃気が達成される(点線によるハッチ区域)ことが判る。

しかし第14図の場合に比して連結管内圧力(曲線B)の高い時期が長く、従つて本発明と対比してシリンダからのガスの排出は迅速でなく且つ不十分であることが判る。

第16, 17図はそれぞれ第14, 15図に対応してエンジンのサイクル中の低圧段階を示しており、シリンダ内圧力がパーセントで示すシリンダ容積の関数として示される。

第16図と第17図とを対比することにより、本発明(第16図)の場合ピストンが行う負の仕事(点線のハッチで示す)が小である。

すなわち、本発明による排気マニホルドは従来の技術によるものと対比して著しい効果を奏するものであるが、これは主として、ガス流を絞ることによつてエゼクタ作用を強化したことと、このエゼクタ作用がシリンダ出口に著しく近接した位置において生ぜしめられるようにしたことと、マニホルド内で高速ガス流状態が維持されるようにしたこととによるものであり、これに反してパルスコンバータ方式の場合はマニホルドの下流端すなわち過給器入口に近い位置においてエゼクタ作用が得られるようになされている。エゼクタ作用がシリンダに近接した位置において生ぜしめられることはパルスコンバータ方式の場合に見られる反射波による脈動現象を防止するものであり、且つ各シリンダについて均齊な掃気作用の達成を可能とする。さらに、排気ガスタービンから遠い側の端部が閉じられていることは特公昭32-8001号公報記載のものと対比して分岐流の存在を必要とせず従つて排気マニホルドの容積を小とすることができる。

マニホルドの出口に実質上一定の圧力が存在するからターボ送風機以外のものと組合せて使用する

13

ることができる。この例としてコンプレックス(複合型)として知られるものがある。

2段過給機を具えているエンジンの場合、本発明によるマニホールドは高圧タービン用として有利に使用することができる。

本発明によるマニホールドは非過給型エンジンと組合せた場合でも良好な排出作用と高いエンジン出力とを与えることができる。

前述本発明によるマニホールドは、従来のマニホールドに対比して直径が著しく小であり従つて装備容積が小であり、ガスの速度エネルギーをマニホールド出口において圧力エネルギーに変換することが容易であり、且つタービン過給機の入口として高い効率を持つマニホールド部分を含むものとすることができる。

過給型エンジンの排気ガスタービン送風機は、そのガス入口が公知の形式のマニホールドに連結されるように通常作られているから本発明によるマニホールドよりも通常直径が大である。マニホールドとタービンを連結するため傾斜すなわち拡散角度を持つデフューザを使用するが、ガスの運動エネルギーを効率的に圧力に変換するため角度は通常 $10 \sim 15^\circ$ とし長さは500mm程度が必要とされる。従つて容積が過大となる。さらにタービン入口は横方向に配置され、従つてこの形式のデフューザの取付けは著しく困難又は不可能である。

この形式のデフューザは効率が著しく低い。マニホールド出口のガス速度は僅かに減少するのみで、特に部分負荷状態ではデフューザ出口におけるガスの運動エネルギー成分の占める割合が著しく高くなる。運動エネルギー成分はマニホールド出口端とタービンイデイスリビュータ前の点との間でほとんど熱に変換される。實際上この間で速度は $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ に低下しており、デフューザとタービンのガス入口ケーシングとの間では速度エネルギーから圧力エネルギーへの変換が部分的にしか行われないので、直接回収されることなくエネルギーが失われる。マニホールド出口におけるガスのエネルギーの一部がデフューザ及びタービンのガス入口ケーシング内の通路中で熱に変換するから、デイスリビュータ内でガスを加速してもその出口の速度をマニホールド出口におけるガスの速度まで高めることは熱力学的に不可能である。従つてこの

14

ように効率の悪いデフューザを使用せずにマニホールド出口におけるガスの速度成分を総合的に利用することが望ましい。

本発明によれば排気ガスがその速度を最大に維持したまゝで、従つて最大のエネルギーを保有してタービンに到着する如くする接続部(接続管)が提供され、エンジンの負荷状態の影響をほとんど受けることがない。

本発明によればマニホールドからタービンロータへの流路面積は一定又は次第に減少する如くなされ、所望のロータへのガス流入状態を作り出す。これは従来のデフューザにおいては望ましくないものと考えられていた。

従つてマニホールドから出るガスの全エネルギー、特にガスのマニホールド出口における速度成分がそのまま保存される。これは実質上エンジンの負荷及び速度に無関係である。

本発明の別の態様によればマニホールドとタービンとの間の流路部分は実質上直線的に断面積が減少せしめられる。

さらに本発明によれば上述形式の排気マニホールドは過給型内燃エンジンの排気タービンに連結され、排気マニホールドの出口はらせん状等の導管を介して直接にタービンに連結され、該導管の流路面積はマニホールドからタービンロータに至る間において一定又は次第に減少する如くなされる。

第18～20図を参照して本発明による排気マニホールドの出口を内燃エンジン過給用軸流タービンの入口に連結するらせん状導管すなわち接続部の第1の実施例を説明する。

排気マニホールドの出口と軸流タービン50との間の接続部すなわち導管はノズルを持たないらせん状入口ケーシング51として構成され、ケーシング51はタービンのフレームに取付けられ、高さhの半径方向ブレード53を具えたタービンロータ52を覆っている。ケーシング51の形状は排気ガス流路面積が次第に減少し(らせん形の入口部Fで最大であり出口F'でゼロとなる如く平均直径dにおいて実質上直線的に減少する)排気ガスがロータ52の全周に沿つて同一速度で衝突する如くなされる。

排気マニホールドの出口部の速度がタービンとして必要な速度以下の場合には入口部Fの断面積をさらに減少せしめ(Fにおける断面積は排気マニ

ホルドの出口Gの断面積と等しいか又は小となされる)らせん形部分の流路はタービン入口F'に至るまでの間で次第に減少せしめられる。

排気マニホルドと軸流タービンとの間の通常の接続部の場合、最大効率を得るためタービンディストリビュータの出口におけるブレードの傾斜角と同一の角度を待つてガスがロータに衝突する如くする。本発明によれば接続部51にはディストリビュータが設けられておらず、排気ガス流のロータ52に対する最適の入射角 α は接続部51のガスの圧力面がタービンロータの平面と平行な平面に対してなす角度として与えられる。

ガス流量率の変化に適合させるために従来の軸流タービンの場合と異なる方法が採用されている。従来方法では有効断面積を減少せしめ、及び又はロータのブレードの形状を速度三角形の変化に適合する如く根元から先端まで変化せしめる。本発明によれば接続部51の入口の直径d F及び又はタービンロータのブレード53の高さhが変化せしめられる。

V型配置の2列のシリンダ列を有する内燃エンジンの場合、各シリンダ列に関連する排気マニホルドは第21、22図、第23、24図に示す如く2重のらせん接続管によつてタービンに連結される。各接続管は各シリンダ列に関連する各マニホルドから排気ガスを受取る。点火順序とシリンダ数とによつて両接続管を互に半分に隔離し、タービンロータの半分の区域にそれぞれ排気ガスを供給する如くしてもよく(各シリンダ列に十分な数のシリンダが存在するとき、例えば各列にそれぞれ少くとも4個のシリンダがあつて点火が等間隔で行われる場合)又は2つの接続管を互に連通させる(例えば点火が正しく等間隔で行われない場合)こともできる。

第21図の接続らせん管55は2つの半部56から成り、各半部分は互に組合されて円形をなし、それぞれの入口57は互に直径的に対抗し、V型内燃エンジンの各シリンダ列に関連する各マニホルドに各半部56が連結される。

第21図の矢印は各半部56内の排気ガス通路を示しており、ガスは入口57から直径的に対抗する出口端に向つて流れる。第22図は半部56の概略展開図であり、互に分離されていることが判る。

第23図の接続管58は排気マニホルドの出口と軸流タービンの入口とを連結するものであつて、2つの半部59は組合されて円形をなしているが互に連通している。各入口60は各シリンダ列に関連する各排気マニホルドの出口に連結される。第24図の展開図に示す如く各半部59は入口60と直径的に対抗する位置で他方の半部59に連結される。

第25、26図は本発明の他の実施例を略示しており、排気マニホルドの出口を軸流タービン50に連結するに適しており、第19図に示すものと同形式である。排気マニホルドとタービンロータ52のブレード53への入口との間の連結は実質上円錐台形の接続部すなわちケーシング61によつて行われ、その一端はタービンロータ52を覆う如くタービンに装架され、他端62は排気マニホルド出口に連結される。この接続部は排気ガスの有効流路断面積を一定に又は下流に向つていくらか減少する如くすると共に出口においてタービンロータ52のブレード53に対して所望の入射角 α を与える。このため実質上円錐形の中央円天井部材63がケーシング61内に配置され、その底部が第25図に示す如くロータ52のハブ部分を覆っている。角度 α はガス出口端におけるベーン64のガス側の面とタービンロータ52の平面に平行な面とのなす角度として限定される。

ベーン64はロータ52のブレード53に近接する位置まで伸びており、例えばa、b、cに示す如く異なる点から始まつている。ベーンの長さが相違することにより円天井部材63を適切な形状のものとすることができる。部材63はベーン64を介してケーシング61に固着されているが、ケーシング61とは独立にタービフレームに取付けることもできる。この場合ベーン64とケーシング61とを互に固定してもよく固定しなくてもよい。

第18～26図に関連して上述した如く軸流タービンのロータとマニホルド出口との間の連結管は、排気マニホルドの出口において排気ガスが持つ運動エネルギーをそのままタービンに与えることを可能とするもので、従来のデフューザと排気ガス入口ディストリビュータとを具えた接続部では運動エネルギーの大部分が熱として失われる。

例示的には各シリンダ列に5～9個のシリンダ

17

を有するエンジンの場合排気マニホールドの出口におけるガスの平均速度は従来技術によれば約0.3 M (マッハ) であり、第1～12図に示す本発明の場合0.3～0.45 M、第18～26図の場合タービン入口において0.45～0.7 Mである。すなわち本発明によつて著しい効果が得られることが判る。

本発明は4サイクルエンジンにも2サイクルエンジンにも適用可能である。

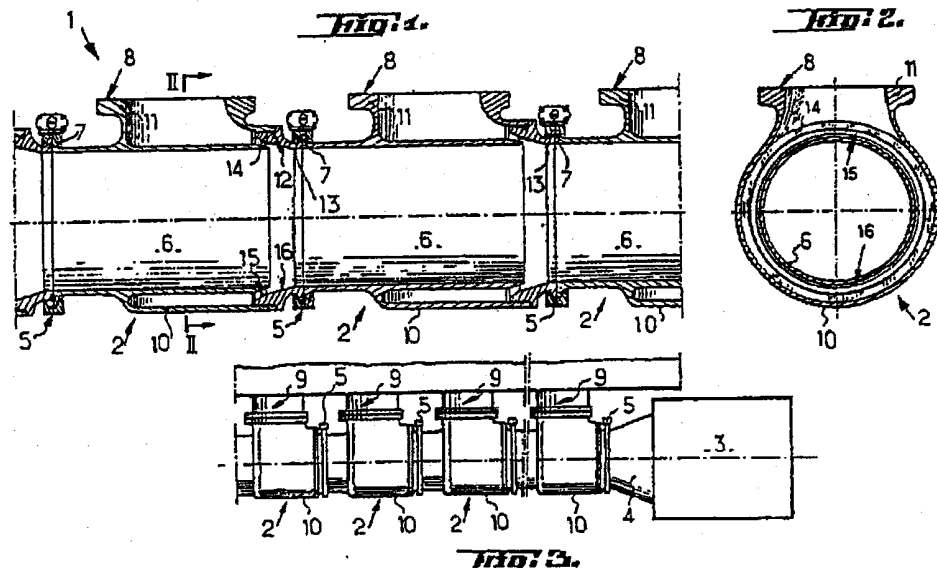
本発明は勿論上述実施例によつて限定されるものでなく、これらは単に例示を目的とするものである。本発明は特許請求の範囲によつて限定されるものであり、技術的均等のものを含んでいる。図面の簡単な説明

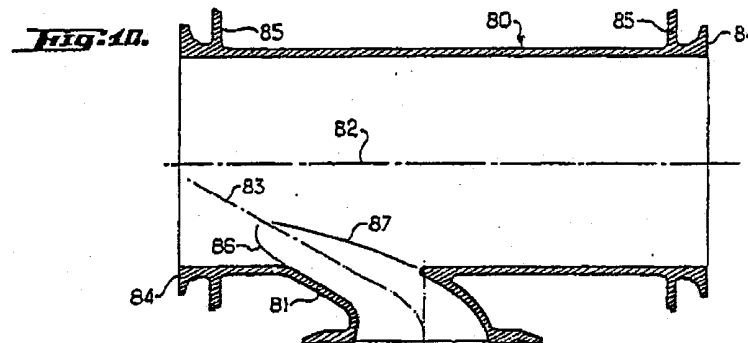
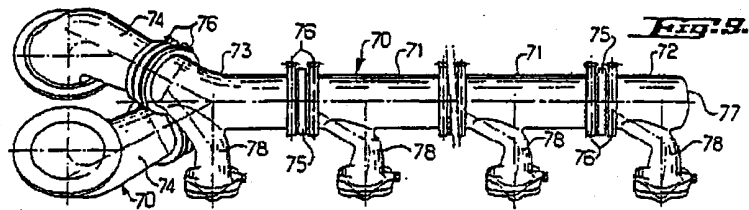
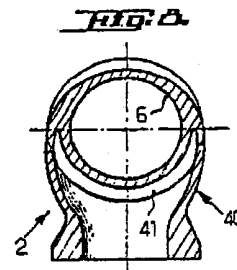
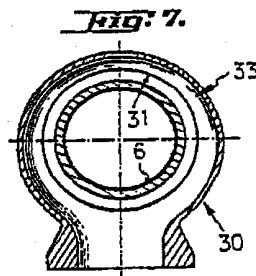
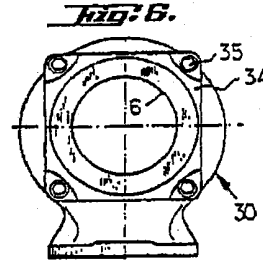
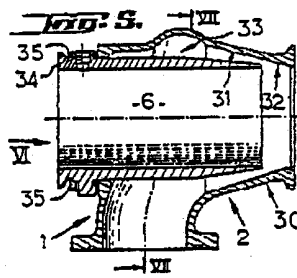
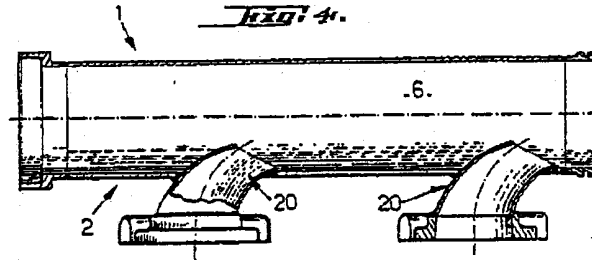
第1図は本発明の第1の実施例として示す排気マニホールドの部分的縦断面図、第2図は第1図の線II-IIに沿う断面図、第3図は第1図の排気マニホールドを内燃エンジンに取付けて示す部分的立面図、第4図は本発明の第2の実施例として示す排気マニホールドの部分的縦断面図、第5図は第3の実施例として示す排気マニホールドの部分的縦断面図、第6図は第5図の矢VI方向に見た端面図、第7図は第5図の線VII-VIIに沿う断面図、第8図は本発明の第4の実施例として示す排気マニホールドの横断面図、第9図は本発明の別の実施例として示す排気マニホールドの概略図、第10図はさらに別の実施例を示す部分的縦断面図、第11図はさらに別の実施例を示す部分的端面図、第12図

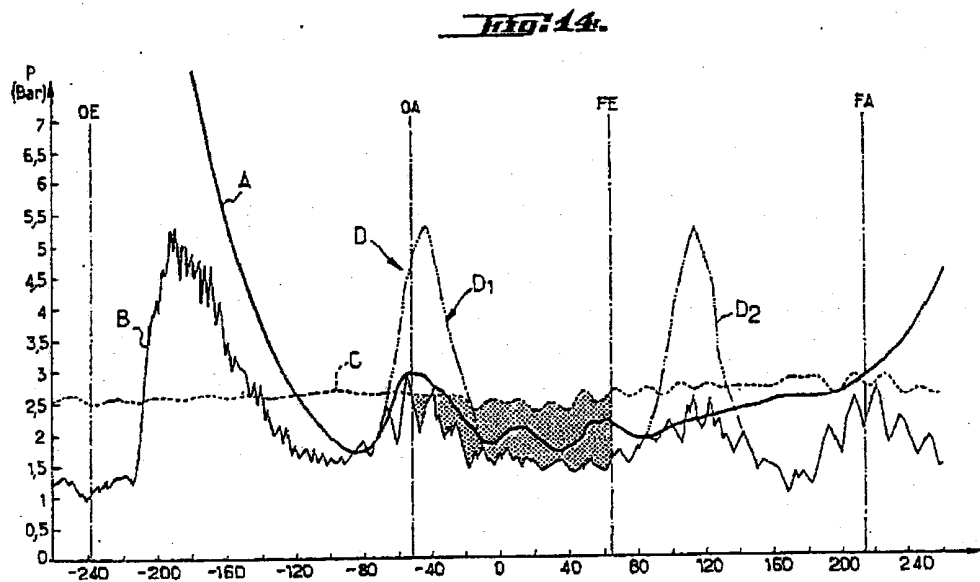
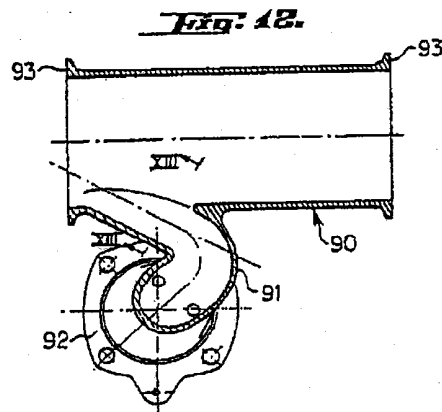
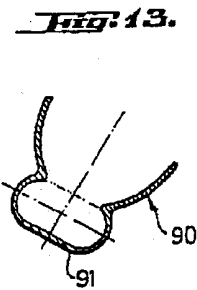
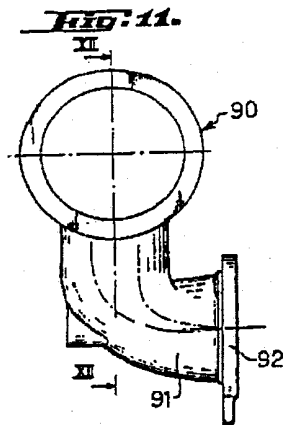
18

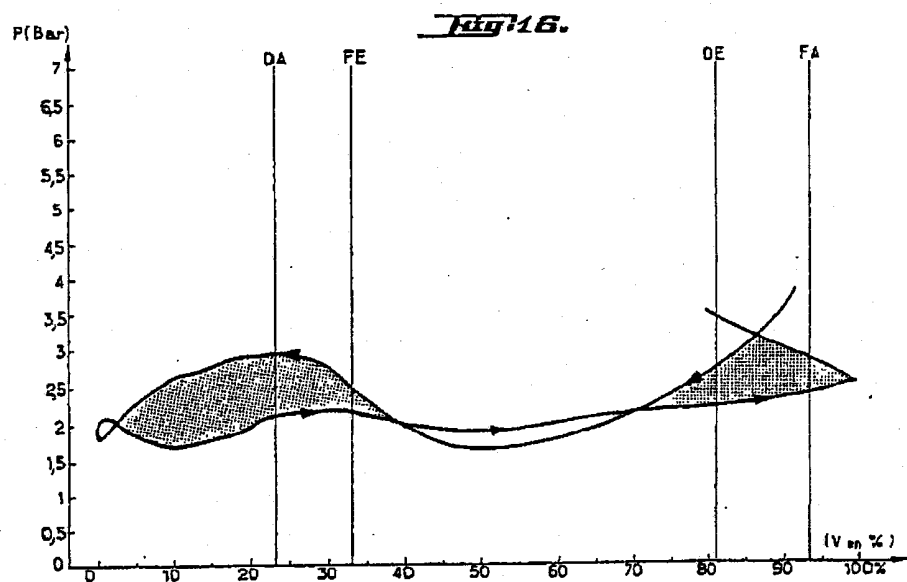
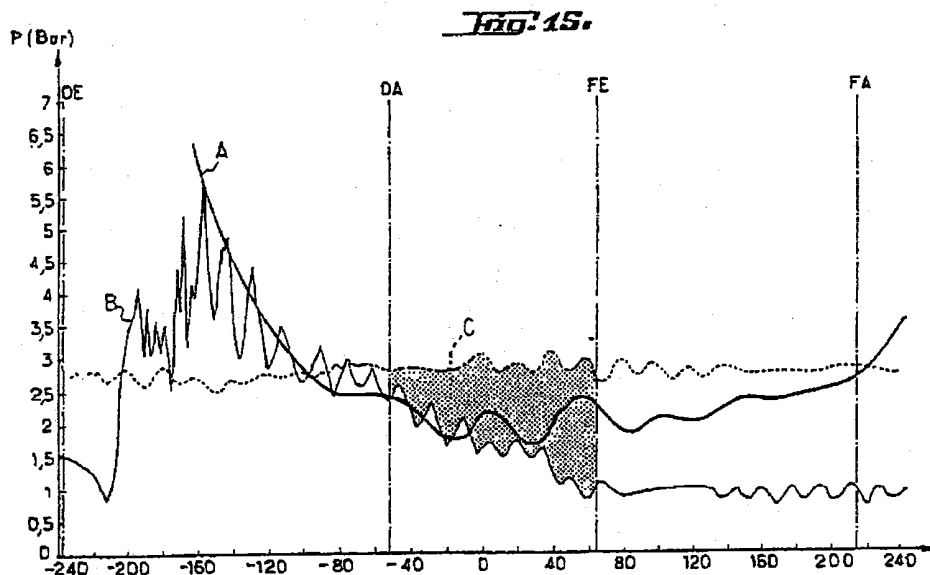
は第11図の線XII-XIIに沿う断面図、第13図は第12図の線XIII-XIIIに沿う部分断面図、第14図はシリンダ内、連結管内圧力、過給圧力の変化をピストン位置すなわちクランク軸回転角度に関して示すグラフ、第15図は圧力波方式排気マニホールドを具えた従来エンジンについての第14図と同様なグラフ、第16図は本発明による排気マニホールドを具えた内燃エンジンの低圧サイクル特性を示すグラフ、第17図は圧力波方式排気マニホールドを具えた従来エンジンについての第16図と同様なグラフ、第18図はらせん形接続部の第1の形態を示す概略図、第19図は第18図の接続部を排気タービンに取付けて示す断面図、第20図は第18図の接続部の展開図、第21図はらせん形接続部の別の形態を示す概略図、第22図は第21図の接続部の展開図、第23図はらせん形接続部の変形例を示す第21図と同様な概略図、第24図は第23図の接続部の展開図、第25図はらせん形接続部の別の実施例を排気タービンに取付けて示す断面図、第26図は第25図の線XXVI-XXVIに沿う断面図。

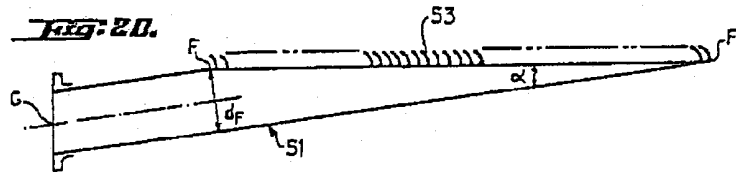
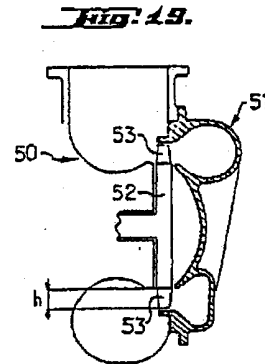
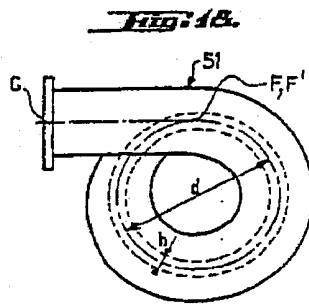
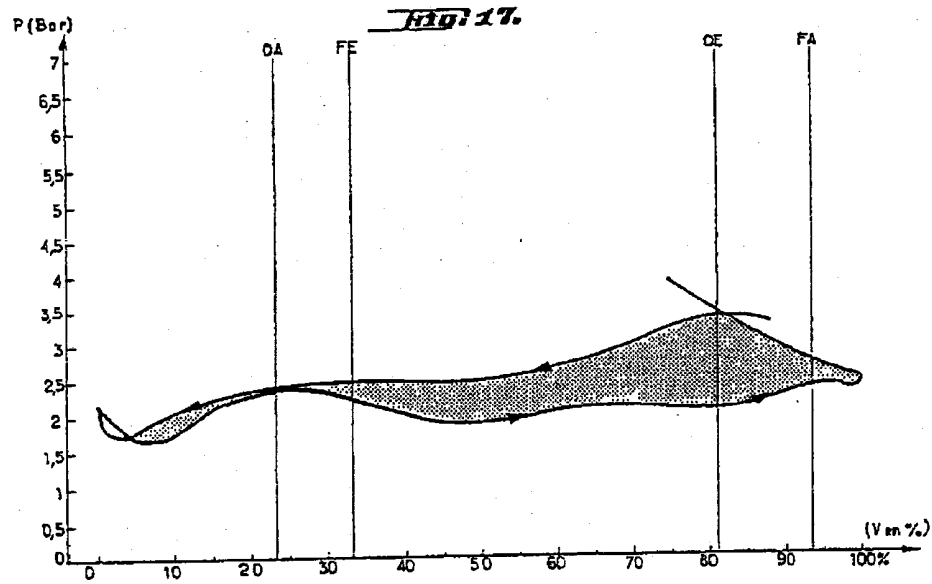
2, 71, 72, 73, 74, 80, 90: マニホールド部分、8, 20, 30, 40, 78, 81, 91: 連結管、6: 主ダクト、9: シリンダヘッド、10, 11: 円筒形部材、12: エゼクタ部材、50: 軸流タービン、52: ロータ、53: ブレード、51, 61: 接続管すなわちケーシング、58: 接続管。

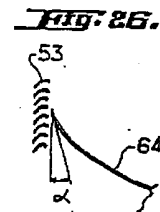
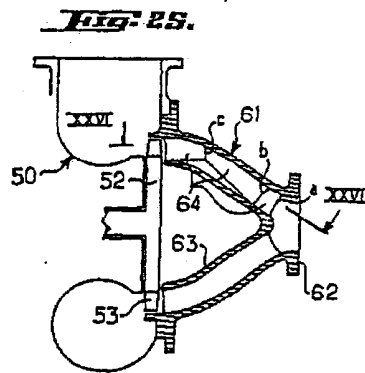
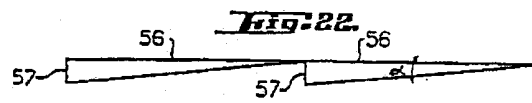
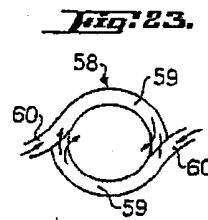
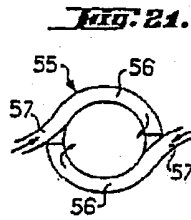












第5部門(1)

正 誤 表

(昭和60年4月16発行)

特 許 公 告 番 号	分 類	識別記号	個 所	誤	正
昭 59-47129	F 02 B	37/02	発明の名称 (目次とも)	内燃機関の排気マニ ホルド	内燃エンジンの排気 マニホルド
昭 60-2492	F 02 B	25/22	出願人名称 (目次とも)	アウトボード・マリ ーン・コーポレーシ ョン	アウトボード・マー リン・コーポレーシ ョン
昭 60-5764	F 01 N	7/18	出願人住所	横浜市戸塚区上矢部 字藤井 320 番地	横浜市戸塚区上矢部 町字藤井 320 番地
昭 60-5766	F 02 B	19/18	発明者住所 (三人目)	ドイツ連邦共和国ダ イツィザウ・クルン トラッセ 5	ドイツ連邦共和国ダ イツィザウ・クルン エシュトラッセ 5

昭 62. 7. 14 発行

昭和54年特許願第66011号、(特公昭60-5786号、昭60. 2. 14発行の特許公報5(1)-3〔169〕号掲載)については特許法第64条の規定による補正があつたので下記のとおり掲載する。

特許第1375605号

Int. Cl.⁴
F 02 P 5/155

識別記号 庁内整理番号
7813-3G

記

- 1 「特許請求の範囲」の項を「1 内燃機関のノッキング状態を検出するノッキング検出手段と、基準点火時期信号を発生する基準点火時期信号発生器と、上記ノッキング検出手段の出力に応じて上記基準点火時期信号の位相を遅角制御する移相手段と、この移相手段の出力に同期して点火コイルの給電を断続するスイッチ手段と、機関加速状態を検出判別し、この判別出力により機関加速時にノッキング検出による遅角量を増量する加速補償手段とを備えて構成されている内燃機関の点火時期制御装置。」と補正する。
- 2 加速補償手段は機関の吸気マニホールド圧力またはスロットル開度を検出して作動するスイッチと、このスイッチの作動から所定期間を決定する手段とによつて機関の加速状態を検出判別するよう構成されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の内燃機関の点火時期制御装置。」と補正する。

昭和53年特許願第6621号(特公昭59-47129号、昭59. 11. 16発行の特許公報5(1)-30〔162〕号掲載)については特許法第64条の規定による補正があつたので下記のとおり掲載する。

特許第1378651号

Int. Cl.⁴
F 02 B 37/02
F 01 N 7/10

識別記号 庁内整理番号
6657-3G
6706-3G

記

- 1 「特許請求の範囲」の項を「1 排気ガスタービン駆動過給器つき内燃エンジンのシリンダ列の各シリンダにそれぞれ連結管によつて連結される排気マニホールドであつて、その断面積が全長に亘つては同一であり、排気ガスタービンから遠い側の端部が閉じられており、その内径とエンジンのシリンダ孔の直径との比が0.3~0.75であり、前記各連結管が短ノズル形式のものであつて排気マニホールド内に高速のガス流を生ぜしめるエゼクタノズルを構成し、1つの列に属するシリンダのすべてが1本の排気マニホールドに連結されていることを特徴とする、内燃エンジンの排気マニホールド。」と補正する。
- 2 前記エゼクタノズルの出口すなわちマニホールド側の断面積と入口すなわちシリンダ側の断面積との比が0.3~0.8望ましくは0.4~0.5であることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の排気マニホールド。
- 3 前記連結管によつて直接に各シリンダのヘッドに支持されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項又は第2項記載の排気マニホールド。
- 4 多数の互いに連結された部分から構成され、各部分がそれぞれ前記連結管と一体に形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第3項記載の排気マニホールド。
- 5 前記各部分が主ダクト部とその外部に同軸的に取付けられた円筒形部材とを含み、主ダクト部の上流側に連結フランジが設けられ下流側は自由端となつており、円筒形部材の上流側は主ダクト部に連結され下流側は連結フランジによつて隣接する主ダクト部の連結フランジに連結され、該円筒形部材に実質上直角に開く管状部材がシリンダヘッドに連結する連結フランジを具え、主ダクト部の自由端の区域

訂-23-(1)

において前記円筒形部材はその内部にガス流を制限するノズルを前記自由端との間に限定する環状部が設けられていることを特徴とする特許請求の範囲第4項記載の排気マニホールド。

6 前記環状部が交換可能に、望ましくはそのねじによりねじこみによつて円筒形部材に固定された部材を含むことを特徴とする特許請求の範囲第5項記載の排気マニホールド。

7 デイフューザを介して排気ガスタービン過給器に連結されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項ないし第6項のいずれか1項記載の排気マニホールド。

8 排気ガスタービン過給器のタービンの入口に接続管を介してマニホールドが連結され、該接続管の断面積は一定又は流れ方向に次第に減少していることを特徴とする特許請求の範囲第1項ないし第7項のいずれか1項記載の排気マニホールド。

9 接続管の断面積が直線的に減少していることを特徴とする特許請求の範囲第8項記載の排気マニホールド。

10 前記接続管がその断面積が0まで次第に減少するらせん形をなし、その入口部は排気マニホールドの直径と実質上同一であり、その出口部は半円形をなしてタービン入口に連結されていることを特徴とする特許請求の範囲第8項又は第9項記載の排気マニホールド。

11 2つの排気マニホールドが1つのタービン過給器に連結され、前記らせん形が互に組合されて円形をなす2つの半部から構成され、それぞれの半部の入口がそれぞれの排気マニホールドに連結されていることを特徴とする特許請求の範囲第10項記載の排気マニホールド。

12 規則正しく点火が両シリンダ列について行われる場合に前記各半部が互に隔離されていることを特徴とする特許請求の範囲第11項記載の排気マニホールド。

13 点火が両シリンダ列について規則正しく行われない場合に前記両半部が互に連通していることを特徴とする特許請求の範囲第11項記載の排気マニホールド。

14 前記接続管が実質上円錐台形をなす外側ケーシングと円錐形の内側部材とから形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第8項または第9項記載の排気マニホールド。

15 前記ケーシングと内側部材との間に排気ガスを所望の方向にタービンに指向せしめるベーンが設けられていることを特徴とする特許請求の範囲第14項記載の排気マニホールド。」と補正する。